

РАСЧЕТ ПРОПУСКНОЙ СПОСОБНОСТИ ПРЕДОХРАНИТЕЛЬНЫХ КЛАПАНОВ В ПРОЕКТЕ НОВОГО ГОСТА

Корельштейн Л. Б.,

к. ф.-м. н. зам. директора по научной работе
НТП «Трубопровод», Москва

Расчет и проектирование систем аварийного сброса, как «последнего рубежа» защиты опасных производств от аварии – одна из наиболее ответственных задач, с которой сталкивается проектировщик. Поэтому крайне важно, чтобы нормативно-методическая база по этому вопросу была полной и высококачественной. К сожалению, как уже отмечалось в предыдущих статьях автора [1, 2], отечественная нормативно-методическая документация в этой области крайне неполна, противоречива и сильно отстала от мирового уровня.

ООО «НТП Трубопровод» (и, в частности, автор данной статьи) совместно со своими коллегами и партнерами в последние годы прикладывали значительные усилия, чтобы исправить ситуацию и поднять уровень знаний проектировщиков, публикуя различные методические статьи, выступая с докладами, изучая международный опыт и работая над внутренними методическими документами. Поэтому автор очень благодарен АО «НПФ «ЦКБА» и ответственному секретарю ТК 259 Семену Наумовичу Дунаевскому за приглашение принять участие в разработке проекта нового ГОСТа взамен ГОСТ 12.2.085-2002, и включение в состав рабочей группы, а также всем членам рабочей группы за неизменную помощь и поддержку. Результат работы рабочей группы – первая версия проекта нового ГОСТа – публикуется в ТПА начиная с данного номера.

Проектирование систем аварийного сброса требует решения целого ряда задач, до сих пор не получивших должного внимания в отечественных нормативных документах, включая:

- анализ аварийных ситуаций и расчет требуемого аварийного расхода, который должен сбросить предохранительный клапан;
- обеспечение устойчивости работы предохранительного клапана в системе аварийного сброса (замена пресловутого «правила 3%»);
- расчет подводящего и отводящего трубопроводов с учетом возможного критического истечения в отводящем трубопроводе, а также возможного двухфазного газожидкостного течения;
- расчет температуры продукта, а также стенок клапана и примыкающих трубопроводов в процессе сброса;
- расчет реактивных сил, действующих на клапан и трубопроводы, и соответствующий расчет на прочность и вибрацию системы аварийного сброса;
- расчет шума при сбросе, расчет и выбор гасителей шума.

Все эти вопросы в той или иной степени желательно осветить в проекте нового ГОСТа по мере дальнейшей работы над ними.

Однако на первом этапе следовало сосредоточиться на основной задаче, которой посвящен данный ГОСТ, – расчету пропускной способности предохранительных клапанов. Именно проработка этого вопроса была поручена автору рабочей группой. Данная статья представляет собой своего рода «пояснительную записку» к проекту ГОСТа по данному вопросу и рассказывает о том, какие проблемы пришлось решать, что удалось сделать и какие нерешенные вопросы требуют дальнейшей проработки.

5 ПРИНЦИПОВ РАБОТЫ НАД ПРОЕКТОМ НОВОГО ГОСТА

В ходе работы над разделами нового ГОСТа, посвященными расчету пропускной способности, автор старался следовать следующим пяти принципам.

1. По своему охвату и содержанию новый ГОСТ должен быть на уровне ведущих мировых стандартов, а когда возможно – и превосходить их. Это означает, что в нем должны быть охвачены все те практические случаи сброса, которые до сих не были охвачены российскими нормативными документами (сброс неидеальных газов и жидкостей, сброс высоковязких жидкостей, различные случаи сброса двухфазных газожидкостных сред, а также вскипания и конденсации продукта в процессе сброса). Необходимо было тщательно изучить ведущие мировые стандарты в этой области (API 520 Part 1 [3], ISO 4126-7 [4], ISO 4126-10 [5]), современные разработки AIChE DIERS, и включить в новый отечественный стандарт наиболее практичные и современные методики расчета. При этом автор постарался взглянуть на тексты мировых стандартов свежим критическим взглядом – не секрет, что порочная практика переписывания кусков стандартов из версии в версию, что называется, «не глядя» характерна не только для России.

2. Новый ГОСТ должен содержать как описание общих методических подходов, так и конкретные формулы и алгоритмы расчета. Как известно, для отечественных нормативных документов характерно наличие конкретных формул без объяснения, откуда они взялись и на основе каких предположений выведены, из-за чего инженер-проектировщик зачастую применяет их «вслепую». С другой стороны, в западных нормативных документах обычно описывается общий подход, а за конкретикой читателей могут отправить к специальной литературе, не всегда легко доступной. Хотелось бы избежать обеих этих крайностей.

3. Новый ГОСТ должен предлагать спектр методов и алгоритмов расчета для разных категорий пользователей с разными «ресурсами» и потребностями. Ведь им будут пользоваться и технологи-профессионалы, вооруженные

мощными и дорогими программами моделирования технологических процессов, и технологи небольших компаний, которым доступно только недорогое программное обеспечение, и разработчики соответствующих расчетных программ, и рядовые инженеры, которым надо только провести, что называется «на коленке» (на бумаге или в MS Excel) пусть приближенную, но быструю оценку нужных величин или уже разработанного проектного решения. Все они должны найти в новом ГОСТе методы расчета, адекватные их потребностям и возможностям.

4. *Новый ГОСТ должен не только описывать методы расчета, но и как можно более четко определять границы их применимости.* Выполнить это естественное требование оказалось отнюдь не простой задачей.

5. *Форма описания расчетных методов должна быть простой, понятной и единообразной.* Формулы, насколько это возможно и целесообразно, следует приводить в безразмерном виде либо в системе единиц СИ. Следует отказаться от существующего в отечественном и зарубежных стандартах «зоопарка» размерных и безразмерных коэффициентов, не всегда имеющих ясный физический смысл и вносящих путаницу: физический смысл всех используемых коэффициентов и величин должен быть ясным и одинаковым для всех видов течения, для которых они применимы, на протяжении всего ГОСТа.

Насколько удалось выполнить эту задачу-максимум, судить читателю. Автор заранее благодарен за любые пожелания, замечания и помощь в этом нелегком деле. Следуя второму из приведенных выше принципов, описание расчета пропускной способности в проекте разделено между двумя приложениями. Приложение В («Основы расчета пропускной способности предохранительного клапана») содержит описание общих принципов и моделей расчета, классификацию течений и расчетных методов и рекомендации по их применению, а также наиболее важные формулы. Приложение Г («Расчет пропускной способности предохранительного клапана») содержит все расчетные формулы, графики и алгоритмы, в том числе для расчета вспомогательных величин. Кроме того, в Приложении Д («Таблицы и графики для расчетов») даны справочные данные по теплофизическим свойствам для наиболее часто встречающихся сред, а в Приложении Е планируется дать ряд примеров расчета по описанным в Приложениях В и Г методам.

ОБЩИЕ ПРИНЦИПЫ И МОДЕЛИ РАСЧЕТА

Расчет пропускной способности предохранительного клапана основывается на ряде так называемых расчетных моделей, представляющих собой определенные допущения, упрощающие реальную физическую картину течения. Выполняется расчет на основе расчетной модели, а затем делаются поправки к результату, учитывающие несовершенство модели и дополнительное влияние различных факторов.

МОДЕЛЬ ИДЕАЛЬНОГО СОПЛА (ШТУЦЕРА)

Все расчеты пропускной способности предохранительных клапанов основываются на модели идеального сопла (штуцера). Согласно данной модели расход через клапан сначала рассчитывают для адиабатического (без теплообмена с окружающей средой) и изэнтропного (без потерь на гидравлическое трение) течения через клапан, а затем к полученной пропускной способности применяют

поправочные коэффициенты. Кроме допущений, приведенных выше, обычно в рамках модели пренебрегают гидростатическими потерями на перепад высот между входным и выходным патрубками клапана, а также различием скоростей среды перед входным патрубком и за выходным патрубком клапана.

Расчет пропускной способности клапана по данной модели выражается уравнением

$$G = \alpha \cdot K_c \cdot K_v \cdot K_w \cdot G_{ideal}^* \cdot F, \quad (1)$$

где α – коэффициент расхода, учитывающий дополнительные потери давления (на трение, местные и гидростатические) при течении через клапан;

K_c – коэффициент, учитывающий возможное уменьшение пропускной способности вследствие установки до и/или после клапана предохранительных мембранных устройств;

K_v – коэффициент, учитывающий уменьшение пропускной способности при сбросе через клапан высоковязких сред вследствие дополнительных гидравлических потерь;

K_w – коэффициент, учитывающий эффект неполного открытия разгруженных предохранительных клапанов из-за противодействия вследствие воздействия последнего на сильфон;

G_{ideal}^* – массовая скорость (расход на единицу площади), рассчитанная по модели идеального сопла (штуцера);

F – минимальная площадь седла клапана.

Уравнение (1), заложенное в проекте нового ГОСТа, включает в себя все влияющие на пропускную способность клапана дополнительные факторы, которые принято учитывать в современных стандартах. Дополнительное влияние противодействия учитывается при расчете G_{ideal}^* . В стандарте API 520 [3] реализован также учет неполного открытия для старых предохранительных клапанов, у которых давление полного открытия (по сравнению с давлением начала открытия) значительно больше общепринятого, однако для наших условий этот вопрос не актуален.

Модель двухфазного однородного равновесного течения

Другой моделью, дополняющей модель идеального сопла для случая двухфазных газожидкостных течений в клапане, является модель однородного равновесного течения (Homogenous Equilibrium Model, или HEM, как ее принято сокращенно называть). Экспериментальные данные, накопленные к настоящему моменту, подтверждают, что по этой модели во многих случаях двухфазного течения через клапан можно адекватно рассчитывать G_{ideal}^* и G . Однородность означает, что жидкую и газовую фазу при сбросе через клапан можно считать двигающимися с одинаковой скоростью и хорошо перемешанными, так что их можно моделировать единым продуктом с осредненными теплофизическими свойствами. Равновесность означает, что жидкая и газовые фазы постоянно находятся в равновесном состоянии, то есть имеют одинаковые давление и температуру и по своему составу находятся в состоянии фазового равновесия. В частном случае однокомпонентного продукта это означает, что жидкая и паровая фазы продукта имеют одинаковые давление и температуру, которые лежат на линии насыщения.

Однако существуют случаи, когда использование модели НЕМ может быть не вполне корректно и на самом деле имеют место существенные отклонения от нее. Эти отклонения могут выражаться в следующем:

1. Нарушение фазового равновесия вследствие задержки вскипания или конденсации. Для многокомпонентного продукта могут возникнуть неравновесные составы фаз, а для однокомпонентного продукта могут возникнуть так называемые метастабильные состояния – температура жидкости может оказаться выше температуры насыщения (перегретая жидкость), или температура пара – ниже температуры насыщения (переохлажденный пар). Данные явления характерны для двухфазных течений с кипением при очень малых массовых газосодержаниях (менее 0,05) либо течений с конденсацией при газосодержаниях, близких к 1, при течении через клапаны с коротким штуцером (до 0,1 м).

2. Нарушение теплового равновесия фаз. В этом случае жидкая и газовая фаза имеют разные температуры – газовая фаза охлаждается при расширении, и тепло от жидкой фазы не успевает ей передаваться. Это может происходить как для случая течения с вскипанием или конденсацией, так и для течения без массообмена между фазами (например, при течении водно-воздушной смеси). Однако в последнем случае (насколько удалось понять автору) у исследователей пока нет единого мнения, когда данный эффект следует учитывать.

3. Нарушение однородности течения. Данный эффект (когда скорость газовой фазы существенно – как правило в 1,5–2 раза – превышает скорость жидкой фазы) проявляется для газожидкостных течений без массообмена при газосодержании свыше 0,01.

Заметим, что все перечисленные выше эффекты приводят к увеличению пропускной способности по сравнению с моделью НЕМ. Таким образом, расчет с использованием по модели НЕМ является консервативным и всегда может быть рекомендован в качестве начального приближения. Однако, например, при сбросе вскипающей жидкости или парожидкостной смеси с очень малым газосодержанием в клапанах малого диаметра такой подход может быть слишком консервативен (пропускная способность занижается в разы). В этом случае необходим расчет с учетом эффектов неравновесности. Для этого предложен целый ряд методик, однако единство мнений относительно условий их применимости пока отсутствует. Данные методики обсуждаются в конце статьи.

Таким образом, расчет пропускной способности предохранительного клапана сводится к расчету входящих в уравнение (1) величин. Для того, чтобы правильно выбрать методы их расчета, необходимо прежде всего определить характер течения в клапане, а именно:

- агрегатное состояние среды в процессе истечения;
- возможность изменения агрегатного состояния (вскипание или конденсация);
- в какой именно области фазовой диаграммы среды находится соответствующий отрезок линии постоянной энтропии, описывающий течение по модели идеального сопла.

При этом очень большое значение имеет режим течения в клапане. При *критическом режиме течения* в седле клапана, характерном для сжимаемых сред (газов и газожидкостных продуктов), скорость потока в седле достигает скорости звука. За седлом образуется скачок

уплотнения, и величина $G_{ideal}^* = G_{ideal\ кр}^*$ не зависит от условий за клапаном, а определяется только свойствами сбрасываемой среды и параметрами среды перед клапаном. Поскольку течение в штуцере клапана близко к изоэнтропному, в этом случае модель идеального сопла (штуцера) наиболее физически обоснована. При *докритическом режиме течения*, характерном прежде всего для несжимаемых и почти несжимаемых сред (жидкостей), скорость течения в седле клапана меньше скорости звука, и массовая скорость G_{ideal}^* зависит от условий за клапаном, на нее также существенно влияют условия течения и потери в теле клапана за седлом.

Величину G_{ideal}^* удобно представлять через безразмерный параметр:

$$G_{ideal}^* = K_n \cdot \sqrt{P_1 \cdot \rho_1}, \quad (2)$$

где P_1 и ρ_1 – давление и плотность перед клапаном. Коэффициент безразмерной массовой скорости K_n при докритическом истечении зависит от параметров сбрасываемого продукта и отношения давлений $\beta = P_2 / P_1$ после и до клапана. Значения K_n в реальных условиях лежит в диапазоне от 0 до 1,2. Для сжимаемых сред с уменьшением β при некотором значении $\beta_{кр}$ достигается критическое истечение со значением безразмерной критической массовой скорости $K_n = K_{нкр}$, которое от параметров за клапаном уже не зависит. Отличие K_n от $K_{нкр}$ можно охарактеризовать безразмерным коэффициентом влияния противодействия $K_b = K_n / K_{нкр}$.

Тем самым все многообразие методов расчета G_{ideal}^* в проекте ГОСТ сводится к методам расчета безразмерных величин K_n и $\beta_{кр}$, $K_{нкр}$, K_b для различных видов течения. Для определения характера течения рекомендуется использовать фазовые диаграммы сред с границами двухфазной области (кривыми кипения и конденсации) и линиями постоянной энтропии. Наиболее наглядно типы течений можно представить на диаграмме в координатах энтропия – давление. На рисунке 1 представлен типичный вид данной диаграммы и основные типы течений.

Вид диаграммы энтропия – давление, представленный на рисунке 1а, типичен для так называемых «регулярных» сред, с величиной идеально-газового коэффициента адиабаты $k = c_p / c_v > 1,1$, которые встречаются наиболее часто. Данные среды вблизи линии конденсации при изоэнтропном расширении конденсируются.

Вид диаграммы, представленной на рисунке 1в, характерен для так называемых «ретроградных» сред со сложными многоатомными молекулами и величиной $k = c_p / c_v$ близкой к 1,0 (например, октан). Данные среды вблизи линии конденсации (кроме области вблизи критической точки) при изоэнтропном расширении не только не конденсируются, а наоборот, испаряются.

Вид диаграммы, представленной на рисунке 1б, представляет собой переходный вариант от «регулярных» сред к «ретроградным» с величиной $k = c_p / c_v$ близкой к 1,1. Для них характерна S-образная форма кривой конденсации (например, бутан).

Для «регулярных» сред реализуются следующие типы режимов течений (рисунок 1а): **Ж-Ж** (жидкость – жидкость), **Ж-2Ф** (жидкость – двухфазная газожидкостная смесь), **Г-Г** (газ – газ), **Г-2Ф** (газ – двухфазная газожидкостная смесь), **2Ф-2Ф** (двухфазная газожидкостная смесь – двухфазная газожидкостная смесь).

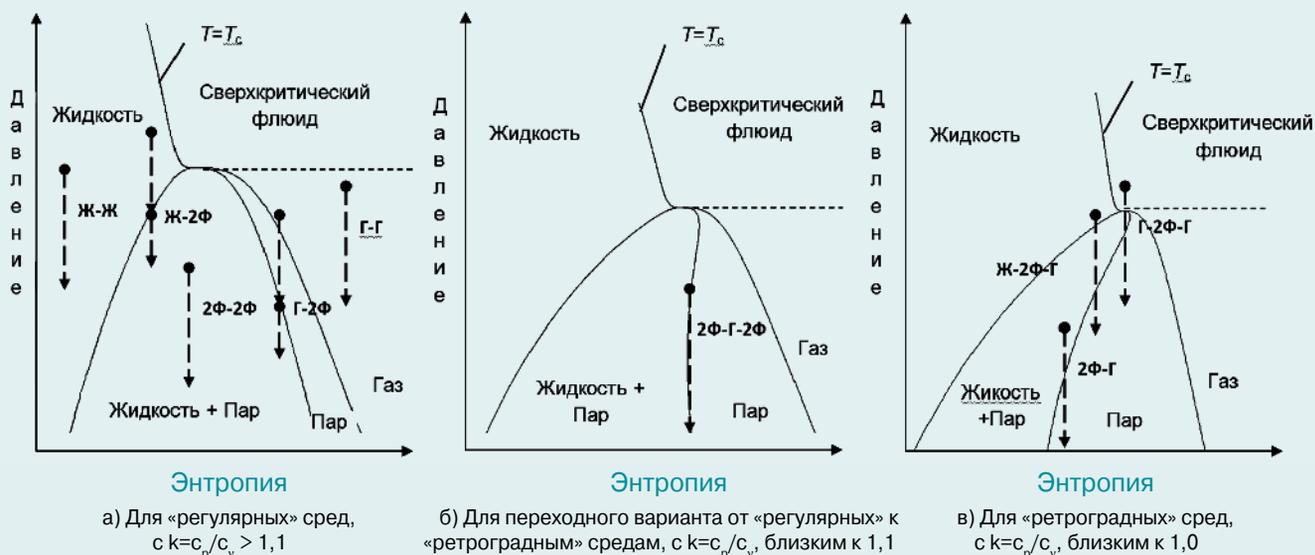


Рисунок 1 – Типы фазовых диаграмм и изоэнтропных течений

Режим течения Ж-Ж (вход – жидкость; выход – жидкость). Течение реализуется, когда начальное и конечное давления P_1 и P_2 лежат выше кривой кипения. При этом среда при истечении находится в жидком состоянии. Разновидность данного случая – когда начальная точка находится в суперкритической области. Как правило, при течениях **Ж-Ж** имеет место докритический режим течения. Однако при высоких давлениях вблизи критической точки плотность среды начинает столь заметно зависеть от давления, что возможна реализация и критического режима истечения жидкости.

Режим течения Ж-2Ф (вход – жидкость; выход – двухфазная смесь). Если конечное давление меньше давления кипения, реализуется режим **Ж-2Ф**. При этом сбрасываемая жидкость вскипает либо в выходном сечении штуцера (в седле клапана – критическое истечение с конечной точкой на линии кипения), либо в самом штуцере, с реализацией критического (чаще всего) или докритического истечения и конечными параметрами (в выходном сечении штуцера) в двухфазной области.

Режим течения Г-Г (вход – газ; выход – газ).

Режим **Г-Г** реализуется при начальном и конечном давлениях выше кривой конденсации в области газа (как вариант – при начальной точке в суперкритической области). Среда на протяжении всего течения находится в газообразном состоянии, при этом течение чаще всего критическое, реже – докритическое.

Режим течения Г-2Ф (вход – газ; выход – двухфазная смесь). Если газ при изоэнтропном расширении достигает давления конденсации раньше, чем давления критического истечения, реализуется режим **Г-2Ф** и возникает конденсация газа в выходном сечении штуцера или внутри него. Конечная точка в этом случае лежит либо на линии конденсации (критическое истечение), либо в двухфазной области (чаще критическое, реже – докритическое истечение).

Режим течения 2Ф-2Ф (вход – двухфазная газожидкостная смесь; выход – двухфазная газожидкостная смесь). Предельными вариантами режима **2Ф-2Ф** можно считать случаи сброса жидкости на линии кипения или газа на линии конденсации (насыщенного пара). Чаще всего такое течение – критическое. Вариантом данного режима является также течение газожидкостной среды,

для которой массообменом между фазами (кипением и конденсацией) можно пренебречь (течение жидкости с неконденсирующимися и нерастворяющимися газами).

Для ретроградных сред (рисунок 1в) реализуются также режимы **2Ф-Г** и **Г-2Ф-Г**.

Режим течения 2Ф-Г (вход – жидкость; выход – газ). Для данного режима происходит полное испарение жидкой фазы. Течение чаще всего критическое.

Режим течения Г-2Ф-Г (вход – газ, выход – газ, с конденсацией в двухфазную смесь между ними). В окрестности критической точки реализуется режим **Г-2Ф-Г**, с частичной конденсацией среды и последующим полным испарением. Для этого режима течение чаще всего критическое. Теоретически возможен также режим течения **Ж-2Ф-Г**, при котором в ходе течения происходит полное испарение жидкой фазы – однако реализация его практически маловероятна, поскольку критическое течение достигается, как правило, внутри двухфазной области – раньше пересечения кривой конденсации. Для переходных сред возможен также режим течения **2Ф-Г-2Ф**, при котором двухфазная смесь полностью испаряется, а затем вновь начинает конденсироваться.

Продолжение следует

Список использованной литературы:

1. Корельштейн Л. Б. О российской и зарубежной нормативно-методической документации по расчету и проектированию систем аварийного сброса // Промышленный сервис. – 2012. – № 3. – С. 8–15.
2. Корельштейн Л. Б., Лисин С. Ю., Задорожный А. В. Проблемы проектирования систем аварийного сброса и выбора предохранительных клапанов (программа «Предклапан»)/ / Трубопроводная арматура и оборудование. – 2015. – № 6 (81). – С. 52–57.
3. API STD 520. Sizing, Selection, and Installation of Pressure-Relieving Devices in Refineries. Part 1. Sizing and Selection. 9th edition. July 2014.
4. ISO 4126-7:2013. Safety devices for protection against excessive pressure. Part 7: Common data. 2nd edition.
5. ISO 4126-10:2010. Safety devices for protection against excessive pressure. Part 10: Sizing of safety valves and connected inlet and outlet lines for gas/liquid two-phase flow.